

Europäisches Patentamt  
European Patent Office  
Office européen des brevets



(11) **EP 0 644 317 B1**

(12)

## EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des  
Hinweises auf die Patenterteilung:  
**05.03.1997 Patentblatt 1997/10**

(51) Int Cl.<sup>6</sup>: **F01C 21/10, F04C 19/00**

(21) Anmeldenummer: **94106156.6**

(22) Anmeldetag: **20.04.1994**

(54) **Flüssigkeitsringgaspumpe**

Liquid ring pump

Pompe à anneau liquide

(84) Benannte Vertragsstaaten:  
**AT BE CH DE DK ES FR GB GR IE IT LI LU MC NL  
PT SE**

(30) Priorität: **16.09.1993 DE 4331489**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**22.03.1995 Patentblatt 1995/12**

(73) Patentinhaber: **SIHI GmbH & Co KG  
D-25524 Itzehoe (DE)**

(72) Erfinder:  
• **Domagalla, Klaus, Dipl.-Ing.  
D-25594 Nutteln (DE)**

• **Segebrecht, Udo, Dipl.-Ing.  
D-25524 Heiligenstedten (DE)**

(74) Vertreter: **Glawe, Delfs, Moll & Partner  
Patentanwälte  
Postfach 26 01 62  
80058 München (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:  
**EP-A- 0 159 968 EP-A- 0 389 838  
DE-B- 2 731 451**

BEST AVAILABLE COPY

EP 0 644 317 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

## Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf eine Flüssigkeitsringgaspumpe nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Bei einer bekannten Pumpe dieser Art (DE-A-27 31 451) umfaßt die Pumpe ein an den Antriebsmotor angeflanshtes Anschlußgehäuse, welches die Saug- und Druckanschlüsse bildet, ein topfförmiges Arbeitsraumgehäuse, das einen ebenen Flansch zur Verbindung mit einem Flansch des Anschlußgehäuses aufweist, und eine zwischen diesen beiden Gehäusen angeordnete Steuerscheibe. Sämtliche Gehäuseteile sind Gußstücke. Die billigere Blechbauweise, die bei anderen Pumpentypen seit langem angewendet wird, hat bei Flüssigkeitsringgaspumpen noch nicht Eingang gefunden, weil die in der Blechbauweise anzuwendende Umformtechnik abgerundete Konturen bedingt, die eine genaue Anpassung des Arbeitsraumgehäuses an den Umriss des Flügelrads erschweren. Insbesondere wird bei Ausbildung des Arbeitsraumgehäuses aus Blech herstellungsbedingt am Übergang vom zylindrischen Teil des Gehäuses zum Flansch eine Abrundung entstehen, die benachbart der Steuerscheibe einen Umfangsspalt bildet. Man ist aber bemüht, am sog. Scheitel des Gehäuses, wo die Außenkanten des Flügelrads dem Gehäuseumfang am nächsten kommen, einen möglichst geringen Abstand zuzulassen, um die Überströmverluste gering zu halten, die durch Überströmen von Flüssigkeit von einer Zelle zur nächsten Zelle niedrigeren Drucks entstehen. Der bei der Abrundung des Blechgehäuses gebildete Spalt stellt einen zusätzlichen Überströmquerschnitt dar. Dem kann man zwar dadurch abhelfen, daß man die Außenkanten des Flügelrads an dieser Stelle mit einem Vorsprung versieht, der in den Spalt hineinragt; jedoch ist dies aufwendig.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, die Blechbauweise für das Arbeitsraumgehäuse einer Flüssigkeitsringgaspumpe zu ermöglichen und diesen Aufwand zu vermeiden. Die erfindungsgemäße Lösung liegt in den Merkmalen des Anspruchs 1, alternativ in den Merkmalen des Anspruchs 2.

Demgemäß wird das Arbeitsraumgehäuse als tiefgezogenes Blechteil ausgebildet. Dabei bemüht sich die Erfindung nicht, den Anschluß des zylindrischen Teils des Arbeitsraumgehäuses an den Flansch spaltfrei auszubilden. Vielmehr nimmt die Erfindung eine Abrundung an dieser Stelle und einen entsprechenden Umfangsspalt in Kauf. Sie hat erkannt, daß der dadurch gebildete Überströmquerschnitt dann vernachlässigbar ist, wenn die Größe des Spalts eine gewisse Querschnittsfläche nicht übersteigt. Genauer gesagt, kommt es hauptsächlich auf denjenigen Bereich des Spalts an, der dem Flügelrad näher gelegen ist und der eine größere Weite als der weiter außen liegende Teil des Spalts besitzt. Die Querschnittsfläche des Spalts als solche ist daher weniger aussagekräftig als die Größe des Inkreises, der der Spaltquerschnittsfläche einbeschrieben werden kann. Dieser Inkreisdurchmesser soll die 1,5-fache, vor-

zugsweise die 0,85-fache Wanddicke des Arbeitsraumgehäuses nicht überschreiten. Alternativ soll er bei Pumpen üblichen Flügelraddurchmessers (beispielsweise 125 bis 210 mm Durchmesser, Drehzahl 3000 min<sup>-1</sup>) nicht größer sein als 3,5%, vorzugsweise 2,5% des Flügelraddurchmessers.

Schmutzpartikeln, die in den Flüssigkeitsring geraten und eine höhere Dichte als die Flüssigkeit haben, werden im Flüssigkeitsring gefangen und kreisen an dessen Außenumfang. Es ist bekannt, in der Steuerscheibe eine Schmutzabführungsöffnung am äußeren Umfang des Flüssigkeitsrings vorzusehen, durch die ein Teil der Flüssigkeit mit den Partikeln den Flüssigkeitsring verlassen kann. Die Schmutzpartikeln sammeln sich bevorzugt in dem Spalt zwischen der Abrundung des Arbeitsraumgehäuses und der Steuerscheibe. Es ist daher zweckmäßig, wenn die Schmutzabführungsöffnung an diesem Spalt angeordnet wird, d.h. zumindest angrenzend an diesen, vorzugsweise aber ganz oder teilweise radial außerhalb des Innendurchmessers des zylindrischen Teils des Arbeitsraumgehäuses.

Wenn im Zusammenhang der Erfindung von Tiefziehen des Arbeitsraumgehäuses gesprochen wird, so ist damit in erster Linie die Verformung mit starren, axial zueinander bewegten Formwerkzeugen gemeint; jedoch soll der Begriff auch andere, verwandte Umformtechniken einbeziehen, wie das Drücken, das Streckziehen und die Hochgeschwindigkeitsumformung.

Wenn von Dünnwandigkeit des Arbeitsraumgehäuses gesprochen wird, so ist damit die Größenordnung von 3-8 mm, vorzugsweise 4-6 mm gemeint bei einem Flügelraddurchmesser von 125 bis 210 mm Durchmesser. Bei größeren Pumpen wird eine entsprechend größere Dicke verwendet.

Die Erfindung wird im folgenden unter Bezugnahme auf die Zeichnung näher erläutert, die ein vorteilhaftes Ausführungsbeispiel veranschaulicht. Darin zeigen:

Fig. 1 einen Längsschnitt durch die Pumpe und  
Fig. 2 einen vergrößerten Längsschnitt durch den Übergangsbereich am zylindrischen Teil des Arbeitsraumgehäuses zu dessen Flansch.

An den Motor 1 (oder einem Lagerbock, Spaltrohrantrieb od. dgl.) ist über den Flansch 2 das Anschlußgehäuse 3 angeschlossen, welches den Saug- und Druckraum der Pumpe enthält sowie die nach außen führenden Saug- und Druckstutzen. Es folgt die Steuerscheibe 4, welche die nicht dargestellten Saug- und Drucköffnungen enthält, sowie anschließend das Arbeitsraumgehäuse 5 mit ebenem Anschlußflansch 6 und antriebsferner Gehäusewand 7. Der Anschlußflansch 6 ist unter Zwischenschaltung der Steuerscheibe 4 mittels der Schrauben 17 an das Anschlußgehäuse 3 angeschlossen. Die Steuerscheibe 4 ist über zusätzliche Schrauben 8 am Anschlußgehäuse 3 befestigt. Die Zentrierung des Flanschs 6 kann ebenso wie die Zentrierung der Steuerscheibe 4 gegenüber

dem Anschlußgehäuse 3 dadurch erfolgen, daß für zwei der Schrauben 17 die Bohrung in dem Flansch 6 und der Steuerscheibe 4 entsprechend eng toleriert ausgeführt sind.

In dem Arbeitsraumgehäuse 5 läuft das Flügelrad 13 mit Flügeln 14 um, das auf dem Wellenende 15 befestigt ist und mittels der Schraube 16 in Längsrichtung einstellbar ist, um das vorgesehene Spiel gegenüber der Steuerscheibe 4 und der motorfernen Gehäusewand 7 einzuhalten. Die Welle ist in dem pumpennahen Lager 18 des Motors 1 längsfest gelagert. Es empfiehlt sich nicht, das pumpenferne Lager des Motors 1 als Festlager zu verwenden, weil andernfalls Wärmedehnungen der Motorwelle die Lage des Flügelrads beeinflussen können.

Die Gleitringdichtung, deren Feder sich an dem Flügelrad 13 abstützt, ist innerhalb des Anschlußgehäuses 3 vorgesehen.

Während die Nabe des Flügelrads zur Steuerscheibe 4 hin im Durchmesser abnimmt, um eine leichte Füllung und Entleerung der Flügelradzellen durch die Steueröffnungen der Steuerscheibe 4 hindurch zu ermöglichen, nimmt der Nabendurchmesser zur antriebsfernen Seite hin zu und erweitert sich schließlich zu einer stimmseitigen Scheibe 19, die mit geringem Spiel mit der ebenen Gehäusewand 7 zusammenwirkt. Diese kann (muß aber nicht) ebenso wie die Anschlußfläche des Flanschs 6 plan bearbeitet sein. Dennoch ist damit zu rechnen, daß sie sich unter den unterschiedlichen Drücken im Arbeitsraum ein wenig verformt und daher an dieser Stelle wechselndes und ggf. erhöhtes Spiel auftritt. In demselben Sinne wirkt innerhalb des vom Lager 18 zur Verfügung gestellten Spiels der auf das Laufrad einwirkende Axial Schub. Dennoch muß nicht damit gerechnet werden, daß zwischen dem Flügelrad und der Gehäusewand 7 Überströmverluste eintreten, die im Vergleich mit den entsprechenden Verlusten an der anderen Stimmseite des Flügelrads ins Gewicht fallen, weil dank der Flügelradscheibe 19 die Überströmwege länger sind.

Das für die Herstellung des Arbeitsraumgehäuses 5 verwendete Tiefziehverfahren bedingt, daß die Gehäusekanten bei 9 und 11 gerundet ausfallen. Dem kann man dadurch Rechnung tragen, daß die äußere Flügelecke 10 entsprechend gerundet oder abgeschrägt ausgeführt wird. Bevorzugt wird aber eine Ausföhrung, bei der die Rundung der Gehäuseecke 9 im Zuge der Planbearbeitung der Gehäusewand 7 so weit ausgedreht wird, wie dies der Flügelraddurchmesser verlangt.

Um zu vermeiden, daß die steuerscheibenseitige Gehäuserundung 11 einen unerwünscht großen Überströmquerschnitt bildet, können die Flügel des Flügelrads an dieser Stelle in der bei 12 gezeigten Weise einen radialen Vorsprung aufweisen. Jedoch hat sich gezeigt, daß man auf diesen Vorsprung praktisch ohne Wirkungsgradeinbuße verzichten kann, wenn der Radius 20 der Abrundung 11 klein genug gemacht wird, so

daß die Fläche des Spalts 21 zwischen der Rundung 11, der Steuerscheibe 4 und der Linie 22, welche den zylindrischen Teil des Gehäuses 5 parallel zu den Außenkanten der Flügel 14 (also etwa achsparallel) fortsetzt, klein genug ist. Da es in diesem Zusammenhang hauptsächlich auf die achsnäheren Teile dieser Fläche ankommt, wird als Maß die Größe des dieser Fläche eingeschriebenen Inkreises 23 gewählt, dessen Durchmesser die weiter oben angegebenen Werte nicht überschreiten soll.

Die ursprüngliche Blechdicke des Arbeitsraumgehäuses 5 beträgt bei einem Flügelraddurchmesser von 125 mm vorzugsweise etwa 4 mm und bei einem Flügelraddurchmesser von 210 mm vorzugsweise etwa 6 mm.

Nahe dem Spalt 21 ist in der Steuerscheibe 4 eine Bohrung 24 angeordnet, die in einen besonderen Raum 25 des Anschlußgehäuses föhrt. Sie ist so angeordnet, daß sie zumindest an die Linie 22 angrenzt, besser aber - wie in Fig. 2 gezeigt - zumindest teilweise sich radial außerhalb dieser Linie befindet. Schmutzpartikeln, die sich bei dem Spalt 21 sammeln, können zusammen mit einem Teil der Flüssigkeit durch die Bohrung 24 den Arbeitsraum verlassen und in den Raum 25 übertreten, in welchem sie sich ablagern können oder von dem sie von Zeit zu Zeit auch abgezogen werden können.

#### Patentansprüche

1. Einstufige, an einer Antriebseinheit anflanschbare Flüssigkeitsringgaspumpe mit einem die Saug- und Druckanschlüsse bildenden Anschlußgehäuse (3), einer Steuerscheibe (4), einem Arbeitsraumgehäuse (5), das zur Verbindung mit der Steuerscheibe einen im wesentlichen ebenen Verbindungsflansch (6) aufweist, und einem in dem Arbeitsraumgehäuse fliegend gelagert umlaufenden Flügelrad (13), dadurch gekennzeichnet, daß das Arbeitsraumgehäuse (5) als tiefgezogenes Blechteil ausgebildet ist und daß der innenseitige Übergang (11) von dem im wesentlichen zylindrischen Teil des Arbeitsraumgehäuses (5) zu dem Verbindungsflansch (6) abgerundet ist und der Durchmesser des Inkreises (23), der der Längsschnitt-Zwickelfläche (21) zwischen der Abrundung (11), der Steuerscheibe (4) und der zur Flügelradkante parallelen Fluchtverlängerung (22) der Arbeitsraumbegrenzung einbeschreibbar ist, nicht größer ist als die 1,5-fache Wanddicke des Arbeitsraumgehäuses.
2. Flüssigkeitsringgaspumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Durchmesser des Inkreises (23) alternativ nicht größer ist als 3,5% des Flügelraddurchmessers.
3. Flüssigkeitsringgaspumpe nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß eine Schmutzabföhr-

rungsöffnung (24) in der Steuerscheibe (4) derart angeordnet ist, daß sie an den Spalt (21) zwischen der Steuerscheibe (4) und der Abrundung (11) am Übergang vom zylindrischen Teil zum Flansch (6) des Arbeitsraumgehäuses (5) zumindest angrenzt und vorzugsweise ganz oder teilweise radial außerhalb des Innendurchmessers des zylindrischen Teils des Arbeitsraumgehäuses liegt.

4. Flüssigkeitsringgaspumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Flügel (14) des Flügelrads (13) am Übergang des zylindrischen Teils zum Flansch (6) des Arbeitsraumgehäuses (5) vorsprungsfrei ausgebildet sind.

#### Claims

1. A single-stage liquid ring gas pump which can be flange-mounted on a drive unit, with a connecting housing (3) forming the suction and delivery connections, a control disc (4), a working chamber housing (5) which for connection with the control plate has a substantially flat connecting flange (6), and with a rotating impeller (13) mounted overhung in the working chamber housing, characterised in that the working chamber housing (5) is in the form of a deep-drawn sheet part, and in that the transition (11) on the inside from the substantially cylindrical part of the working chamber housing (5) into the connecting flange (6) is rounded, and the diameter of the inscribed circle (23), which diameter can be inscribed within the surfaces of the longitudinal gusset section (21) between the rounded portion (11), the control plate (4) and the alignment extension (22) of the working chamber boundary, which is parallel to the impeller rim, is not greater than 1.5 times the wall thickness of the working chamber housing.
2. A liquid ring gas pump according to Claim 1, characterised in that alternatively the diameter of the inscribed circle (23) is not greater than 3.5 % of the impeller diameter.
3. A liquid ring gas pump according to Claim 1 or 2, characterised in that a dirt-discharge opening (24) is disposed in the control plate (4) so that it at least adjoins the gap (21) between the control plate (4) and the rounded portion (11) at the transition of the cylindrical part into the flange (6) of the working chamber housing (5), and it is situated preferably wholly or partly radially outside the inner diameter of the cylindrical part of the working chamber housing.
4. A liquid ring gas pump according to any one of Claims 1 to 3, characterised in that the vane (14) of the impeller (13) is formed without projections at the

transition of the cylindrical part into the flange (6) of the working chamber housing (5).

#### 5 Revendications

1. Pompe à gaz à anneau liquide à un seul étage, susceptible d'être bridée sur un groupe d'entraînement, comportant un carter de raccordement (3) qui forme les raccords d'aspiration et de refoulement, un disque distributeur (4), un carter de chambre de travail (5) qui comporte une bride d'assemblage essentiellement plane (6) pour son raccordement au disque distributeur, et une roue à ailettes (13) qui tourne en étant montée en porte-à-faux dans le carter de chambre de travail, caractérisée en ce que le carter de chambre de travail (5) est réalisé sous forme de pièce de tôle emboutie et en ce que la transition (11), du côté intérieur, entre la partie essentiellement cylindrique du carter de chambre de travail (5) et la bride d'assemblage (6) est arrondie et le diamètre du cercle inscrit (23), qui peut être inscrit dans la surface (21) en forme de coin, en coupe longitudinale, entre l'arrondi (11), le disque distributeur (4) et le prolongement (22) de la limite de la chambre de travail, parallèle à l'arête de la roue à ailettes, n'est pas supérieur à 1,5 fois l'épaisseur de paroi du carter de chambre de travail.
2. Pompe à gaz à anneau de liquide selon la revendication 1, caractérisée en ce qu'à titre de variante, le diamètre du cercle inscrit (23) n'est pas supérieur à 3,5% du diamètre de la roue à ailettes.
3. Pompe à gaz à anneau de liquide selon la revendication 1 ou 2, caractérisée en ce qu'une ouverture d'évacuation des boues (24) est disposée dans le disque distributeur (4) de sorte qu'elle soit au moins adjacente à la fente (21) entre le disque distributeur (4) et l'arrondi (11) à la transition entre la partie cylindrique et la bride (6) du carter de chambre de travail (5) et, de préférence, qu'elle soit située entièrement ou partiellement à l'extérieur, en direction radiale, du diamètre intérieur de la partie cylindrique du carter de chambre de travail.
4. Pompe à gaz à anneau de liquide selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, caractérisée en ce que les ailettes (14) de la roue à ailettes (13) sont réalisées sans saillie au niveau de la transition entre la partie cylindrique et la bride (6) du carter de chambre de travail (5).

Fig. 1

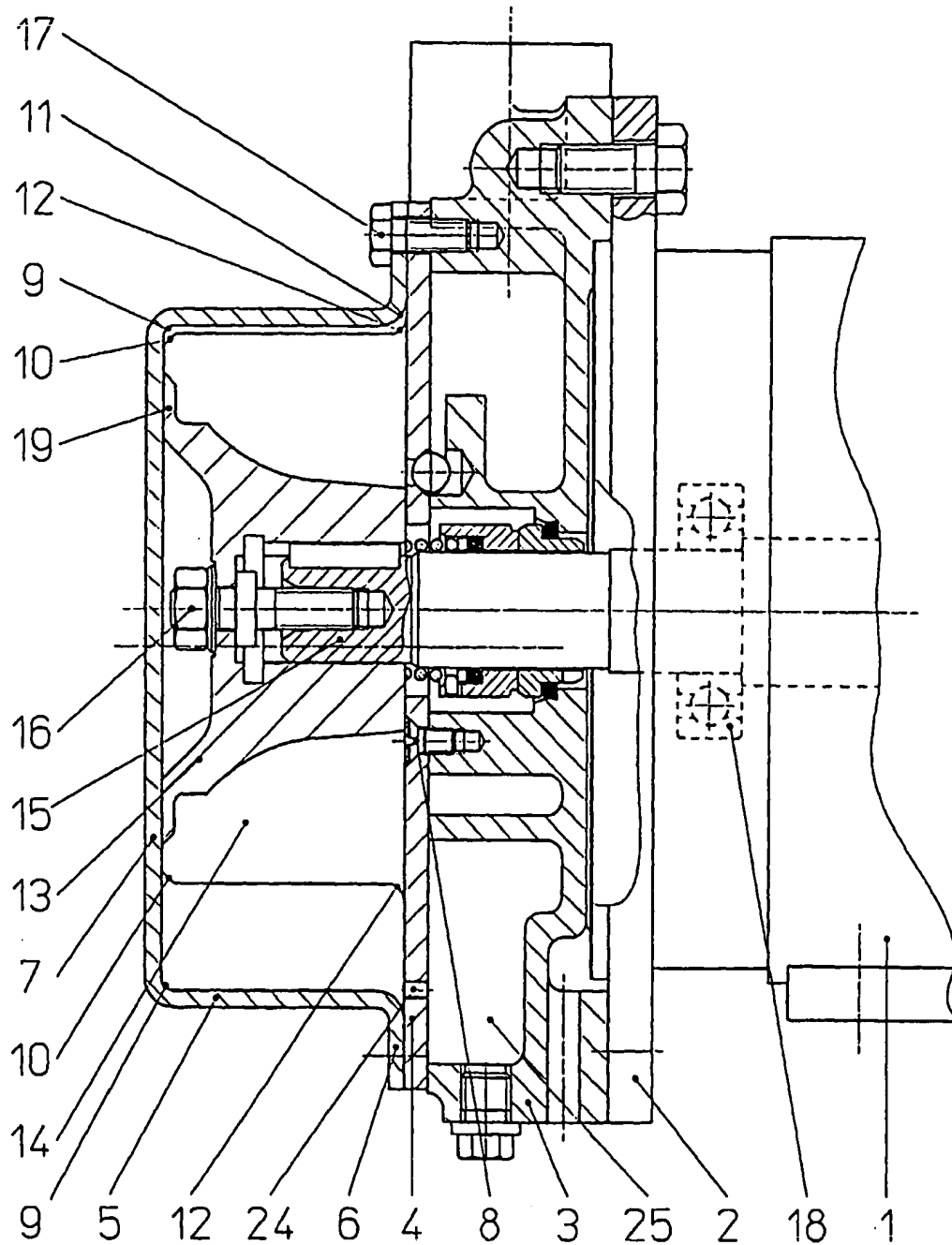
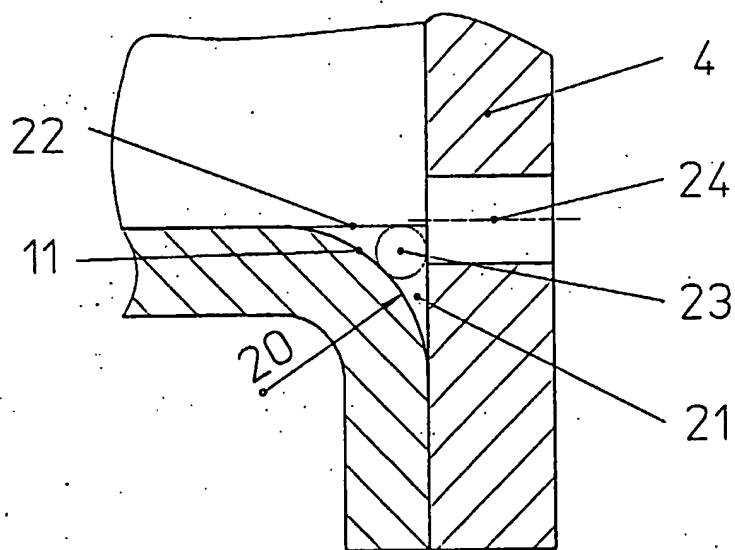





Fig. 2




## Liquid ring pump

**Patent number:** EP0644317  
**Publication date:** 1995-03-22  
**Inventor:** DOMAGALLA KLAUS DIPL-ING (DE); SEGEBRECHT UDO DIPL-ING (DE)  
**Applicant:** SIHI GMBH & CO KG (DE)  
**Classification:**  
 - international: F01C21/10; F04C19/00  
 - european: F01C21/10D; F04C19/00  
**Application number:** EP19940106156 19940420  
**Priority number(s):** DE19934331489 19930916

### Also published as:

 EP0644317 (A1)  
 DE4331489 (A1)  
 EP0644317 (B1)

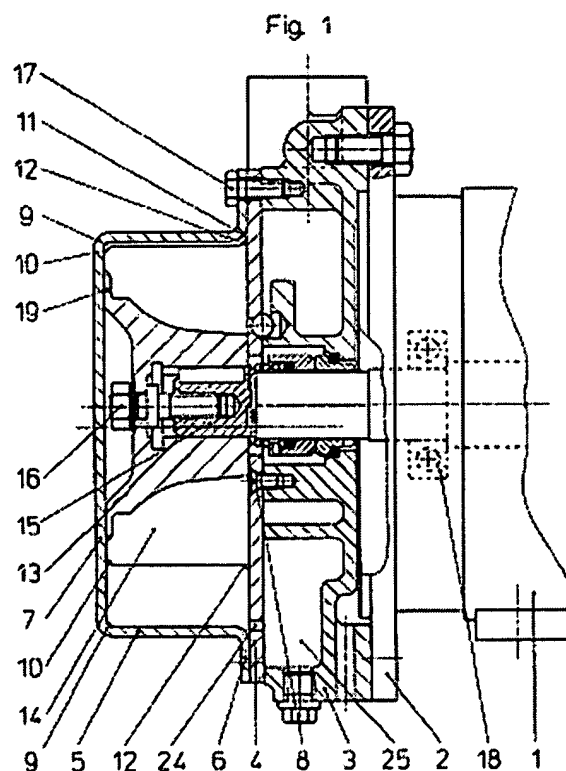
### Cited documents:

 DE2731451  
 EP0159968  
 EP0389838

[Report a data error here](#)

### Abstract of EP0644317

Single-stage liquid-ring gas pump that can be flanged to a drive unit. The inlet and discharge connections are provided on a connection housing (3) which is intended for connection to the drive unit. Provided on that side of the connection housing which is remote from the drive are a control plate (4) and a working-space housing (5) with an impeller (14) revolving therein. The said impeller interacts in a sealing manner on its open side with the control plate and on its largely closed side (19) with an end wall (7) of the working-space housing (5). The working-space housing is designed as a deep-drawn sheet-metal part and has no medium connections. For connection with the connection housing or the control plate, it is provided with a radial connecting flange (6). The transition from the cylindrical part to the connecting flange (6) of the working-space housing (5) is rounded in such a way on the inside that the gap remaining between this rounding and the control plate remains below a certain size. Its incircle should not be larger than 3.5% of the impeller diameter.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☒ **BLACK BORDERS**
- ☒ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☒ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☒ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**